

PRVPATENT- OCH REGISTRERINGSVERKET
Patentavdelningen

SE04/1390

REC'D 26 OCT 2004

WIPO

PCT

**Intyg
Certificate**

Härmed intygas att bifogade kopior överensstämmer med de handlingar som ursprungligen ingivits till Patent- och registreringsverket i nedannämnda ansökan.

This is to certify that the annexed is a true copy of the documents as originally filed with the Patent- and Registration Office in connection with the following patent application.



(71) Sökande Svenska Rotor Maskiner AB, Stockholm SE
Applicant (s)

(21) Patentansökningsnummer 0302739-8
Patent application number

(86) Ingivningsdatum 2003-10-17
Date of filing

Stockholm, 2004-10-04

För Patent- och registreringsverket
For the Patent- and Registration Office

Görel Gustafsson

Avgift
Fee

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

Beskrivning

Föreliggande uppfinning avser en varvtalsreglerad skruvrotorkompressor, som är avsedd att arbeta mot en tryckbehållare, vars tryck P ligger inom kompressorns driftområde och tillåts variera mellan ett lägsta tryck och ett högsta tryck. Kompressorn drives av en elektrisk motor.

Det är önskvärt att man har små tryckvariationer i en sådan tryckbehållare eller ackumulatortank. Det är känt att åstadkomma detta med mycket frekvent start-stopp-reglering, med en stor ackumulatortank eller med varvtalsreglering av motorn.

Varvtalsreglering av kompressorer användes allmänt för luftkompressorer, som drives av en motor med stor effekt ned till en effekt av 10 - 30 kW. Denna varvtalsreglering sker med hjälp elektroniska styrmedel. För kompressorer, som drives av svagare motorer, såsom motorer med lägre eller mycket lägre effekt än 10 - 30 kW är det inte ekonomiskt försvarbart att använda varvtalsreglering, som bygger på elektroniska kretsar. Detta beror på att styrelektroniken är mycket dyr i förhållande till den energibesparing, som varvtalsreglering ger upphov till. Den i det föregående angivna undre gränsen, ca 10 - 30 kW för varvtalsreglerade kompressorers effekt kan dock bli lägre med ökade energikostnader.

Ett enkelt sätt att reglera trycket i tryckbehållaren är att använda sig av en tryckgivare i behållaren, som via lämplig styrutrustning stänger av kompressormotorn när trycket i behållaren har nått sitt maximala värde och slår på motorn när trycket i behållaren har nått sitt lägsta förbestämda värde.

Vid användning av vanliga asynkronmotorer kommer en sådan reglering att leda till snabb fyllning av tryckbehållaren till maximalt tryck. Vid stor förbrukning eller om behållaren är relativt liten kommer motorn att ofta slås på och av. Dessa frekventa starter av motorn förkortar dess livslängd avsevärd.

Syftet med varvtalsreglering är förutom energibesparing även att den bufferttank, som kompressorn arbetar mot, kan göras betydligt mindre än i annat fall. En icke varvtalsreglerad kompressor erfordrar således en större bufferttank och därmed större investeringskostnad och större utrymme för tanken.

Det finns ett behov av små, varvtalsreglerade kompressorer för enklare applikationer, till exempel skruvdragare, färgsprutor och olika handverktyg.

Föreliggande uppfinning har således syftet att föreslå en motordriven kompressor, vars motor har väsentligt mindre effekt än angivna lägsta effekt och som utan dyrbar styrutrustning åtminstone inom ett driftområde kan varvtalsregleras.

Detta syfte ernås enligt uppfinningen med en kompressor, som drivs av en motor vars varvtal är starkt momenttalsberoende inom ett avsett arbetsintervall. Föredragna utföringsformer framgår av de beroende kraven.

Föreliggande uppfinning beskrivs närmare med hjälp av ritningen, på vilken

5 Figur 1 visar i längdsnitt en känd skruvkompressor;

Figur 2 är ett snitt längs linjen II-II i fig. 1;

Figur 3 visar schematiskt ett system, i vilken kompressorn ingår;

Figur 4 visar schematiskt en vanligen använd kompressormotors moment som funktion av dess varvtal; och

10 Figur 5 visar motsvarande diagram för föreliggande kompressormotor.

En kortfattad beskrivning av uppbyggnad och arbetsprincip hos en skruvkompressor ges med hänvisning till fig. 1 och 2.

Ett par i varandra ingripande skruvrotorer 101, 102 är roterbart anordnade i ett arbetsrum begränsat av två ändväggar 103, 104 och en mantelvägg 105, som sträcker sig
15 mellan dessa. Mantelväggen 105 har en form, som i huvudsak motsvarar den hos två varandra skärande cylindrar, såsom framgår av fig. 2. Varje rotor 101, 102 har ett flertal lobber 106 resp. 107 och mellanliggande spår 111 resp. 112, vilka sträcker sig i en helixlinje längs rotorn. En rotor 101 är av hanrotortyp med större delen av varje lob 106 belägen utanför delningscirkeln och den andra rotorn 102 är av honrotortyp med större delen
20 av varje lob 107 belägen innanför delningscirkeln. Honrotorn 102 har vanligen fler lobber än hanrotorn 101. En vanlig kombination är att hanrotorn 101 har 4 lobber och honrotorn 102 har 6 lobber.

Den för komprimering avsedda gasen, vanligen luft, tillförs kompressorns arbetsrum genom en inloppsport 108 och komprimeras sedan i V-formiga arbetskamrar, som
25 bildas mellan rotorerna och arbetsrummets väggar. Varje arbetskammare förflyttar sig mot höger i fig. 1 då rotorerna 101, 102 roterar. Volymen hos en arbetskammare minskar då kontinuerligt under den senare delen av sin cykel, efter det att kommunikation med inloppsporten 108 har skurits av. Därigenom komprimeras gasen och den komprimerade gasen lämnar kompressorn genom en utloppsport 109. Förhållandet mellan utloppstrycket och inloppstrycket är bestämt av det inbyggda volymförhållandet mellan en arbetskammare
30 s volym omedelbart efter det att dess kommunikation med inloppsporten 108 har skurits av och dess volym när den börjar kommunicera med utloppsporten 109.

Figur 3 visar en kompressor K, som företrädesvis är en skruvkompressor och som via en axel 1 drivs av en motor M. Kompressorn har en inloppsport 6 i vilken en

inloppsledning 2 mynnar. Ledningen 2 är försedd med en backventil 3, som tillåter tillförsel av luft till kompressorn men förhindrar strömning i motsatt riktning. I sin andra ände har kompressorn en utloppsport 7, som via en ledning 4 är förbunden med en trycktank T. Ett eller flera verktyg V, som driven av komprimerad luft matas med tryckluft från tanken T via en ledning 5. Vidare finns i tanken en tryckgivare 9, som via en signalledning 10 är förbunden med ett styrorgan 8, som reglerar motorns igångsättning och avstängning.

Trycket i tanken T skall variera mellan ett högsta tryck P_1 och ett lägsta tryck P_2 . Motorn M driver kompressorn K till trycket i tanken har nått trycket P_1 , varefter motorn M stängs av. När trycket i tanken T har sjunkit till P_2 , börjar motorn M att åter driva kompressorn och tillföra komprimerad luft till tanken T. Backventilen 3 hindrar komprimerad luft från tanken T att strömma tillbaka genom kompressorn K och inloppsledningen 2.

Figur 4 visar schematiskt en momentkurva som funktion av varvtalet för en asynkronmotor. Axlarna är ej graderade. För ett moment M_{2A} har motorn ett varvtal N_4 . När motorns moment ökar till M_{1A} sjunker varvtalet till N_3 . I ett arbetsområde för denna asynkronmotor är sambandet i åtminstone i huvudsak linjärt. Asynkronmotorn har således den egenskapen att en relativt stor momentökning $\Delta M_k = (M_{1A} - M_{2A})$ leder till en relativt ringa minskning av motorns varvtal.

Denna egenskap hos asynkronmotorn leder till att när trycket i tanken, se figur 3, har sjunkit till P_2 startas motorn, varvid kompressorn börjar komprimera luft. På grund av den ringa varvtalsökning som erfordras för att höja motorns moment från M_{2A} till M_{1A} kommer kompressorn i detta momentområde att arbeta med nära maximal kapacitet. Detta ger en snabb tryckökning i tanken T. En kompressor driven med en asynkronmotor leder således till kort drifttid för kompressorn för att åstadkomma det önskade högsta trycket i tanken T. Under denna korta tid förbrukas en förhållandevis ringa mängd luft, som sänker trycket i tanken T. Resultatet blir en frekvent igångsättning av motorn för att hålla trycket i tanken T inom det önskade tryckintervallet. Dessa moment med frekvent igångsättning och avstängning av motorn förkortar kraftigt dess livslängd. Denna kortare livslängd kan bero på överhettning av motorns ledningar.

Figur 5 visar liksom figur 4 schematiskt en momentkurva som funktion av varvtalet. Den i denna figur visade momentkurvan avser en kommutatormotor. Även figur 5 saknar graderade axlar. Momenten M_{1K} och M_{2K} i figur 5 motsvarar momenten M_{1A} och M_{2A} i figur 4. För ett moment M_{2K} har kommutatormotorn ett varvtal N_2 . När kommuta-

tormotorns moment har ökat till M_{1K} har varvtalet sjunkit till N_1 . Även för kommutatormotorn är detta samband i arbetsområdet åtminstone i huvudsak linjärt. För denna motor gäller att en relativt stor momentökning $\Delta M_k = (M_{1K} - M_{2K})$ leder till en relativt stor minskning av motorns varvtal.

- 5 Denna egenskap hos kommutatormotorn leder till att när trycket i tanken, se figur 3, har sjunkit till P_{2K} startas motorn, varvid kompressorn börjar komprimera luft. På grund av den stora varvtalsökning som erfordras för att höja motorns moment från M_{2K} till M_{1K} måste kompressorn arbeta betydligt längre tid för att uppnå maximalt tryck än vad den skulle erfordra med en asynkronmotor. Detta leder till att det går åt betydligt
- 10 längre tid att med en kommutatormotordriven kompressor att uppnå trycket P_1 i tanken. Under denna längre tid, som kompressorn arbetar, förbrukas betydligt mera luft än vad som är fallet med en asynkronmotordriven kompressor, som betydligt snabbare uppnår maximalt tryck i behållaren. Således har man med en kommutatormotor betydligt färre starter än med en asynkronmotor, som driver samma kompressor för att hålla tanken T trycksatt.
- 15

- Enligt en fördragen utföringsform använder man sig av en kompressor, som har ett relativt lågt inre volymförhållande. Med inre volymförhållande menas förhållandet mellan minimal och maximal instängd gängvolym in den använda skruvrotorkompressorn. Detta inre volymförhållande bör vara sådant, kompressorns K tryck är lägre än $P_2 + 0,85 * (P_1 - P_2)$ när gängvolymen av den arbetskammar, som börjar kommunicera
- 20 med tanken T, har sin minimala volym. Detta innebär, att kompressorns utloppstryck i angivna arbetskammar är högst lika med tankens lägsta tryck plus 85 % av skillnaden mellan tankens högsta och lägsta tryck. Det är föredraget, att kompressorn är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns tryck i öppningsögonblicket är
- 25 lika med det lägsta arbetstrycket P_2 i tryckbehållaren. Det är speciellt föredraget, att kompressorn är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns tryck i öppningsögonblicket är lägre än det lägsta arbetstrycket P_2 i tryckbehållaren.

Patentkrav

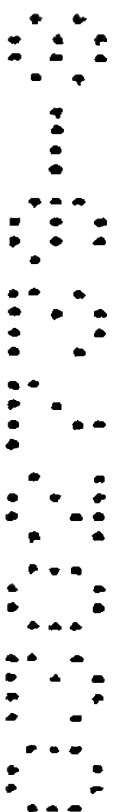
1. Skruvrotorkompressor (K), som är avsedd att arbeta mot en tryckbehållare (T), vars tryck P får variera mellan ett lägsta tryck P2 och ett högsta tryck P1, vilken kompressor (K) drives av en elektrisk motor (M), **kännetecknad** därav, att den elektriska motorn (M) har en sådan karakteristik i ett driftområde, som är definierat av tryckkärlets (T) tryckintervall P, att en halvering av motorns moment ger en ökning av dess varvtal med minst 6 procent.
2. Skruvrotorkompressor (K) enligt krav 1, **kännetecknad** därav, att den elektriska motorn (M) har en sådan karakteristik, en halvering av motorns moment ger en ökning av dess varvtal med högst 100 procent.
3. Skruvrotorkompressor (K) enligt krav 1, **kännetecknad** därav, att den elektriska motorn (M) är en kommutatormotor.
4. Skruvrotorkompressor (K) enligt krav 1, **kännetecknad** därav, att kompressorn (K) är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns (K) tryck i öppningsögonblicket är lägre än $P2 + 0,85 * (P1 - P2)$.
5. Skruvrotorkompressor (K) enligt krav 4, **kännetecknad** därav, att kompressorn (K) är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns tryck i öppningsögonblicket är lika med det lägsta arbetstrycket P2 i tryckbehållaren.
6. Skruvrotorkompressor (K) enligt krav 4, **kännetecknad** därav, att kompressorn (K) är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns tryck i öppningsögonblicket är lägre än det lägsta arbetstrycket P2 i tryckbehållaren.

Sammandrag

Skruvrotorkompressor (K), som är avsedd att arbeta mot en tryckbehållare (T), vars tryck P får variera mellan ett lägsta tryck P2 och ett högsta tryck P1, vilken kompressor drives av en elektrisk motor (M). Det utmärkande för den elektriska motorn (M) är, att den har en sådan karakteristik i ett driftområde, som är definierat av tryckkärlets tryckintervall P, att en halvering av motorns moment ger en ökning av dess varvtal med minst 6 procent.

Det är vidare föredraget, att kompressorn är optimerad för ett inre volymförhållande, vid vilket kompressorns tryck i öppningsögonblicket är lägre än $P2 + 0,85 * (P1 - P2)$.

Figur 3.



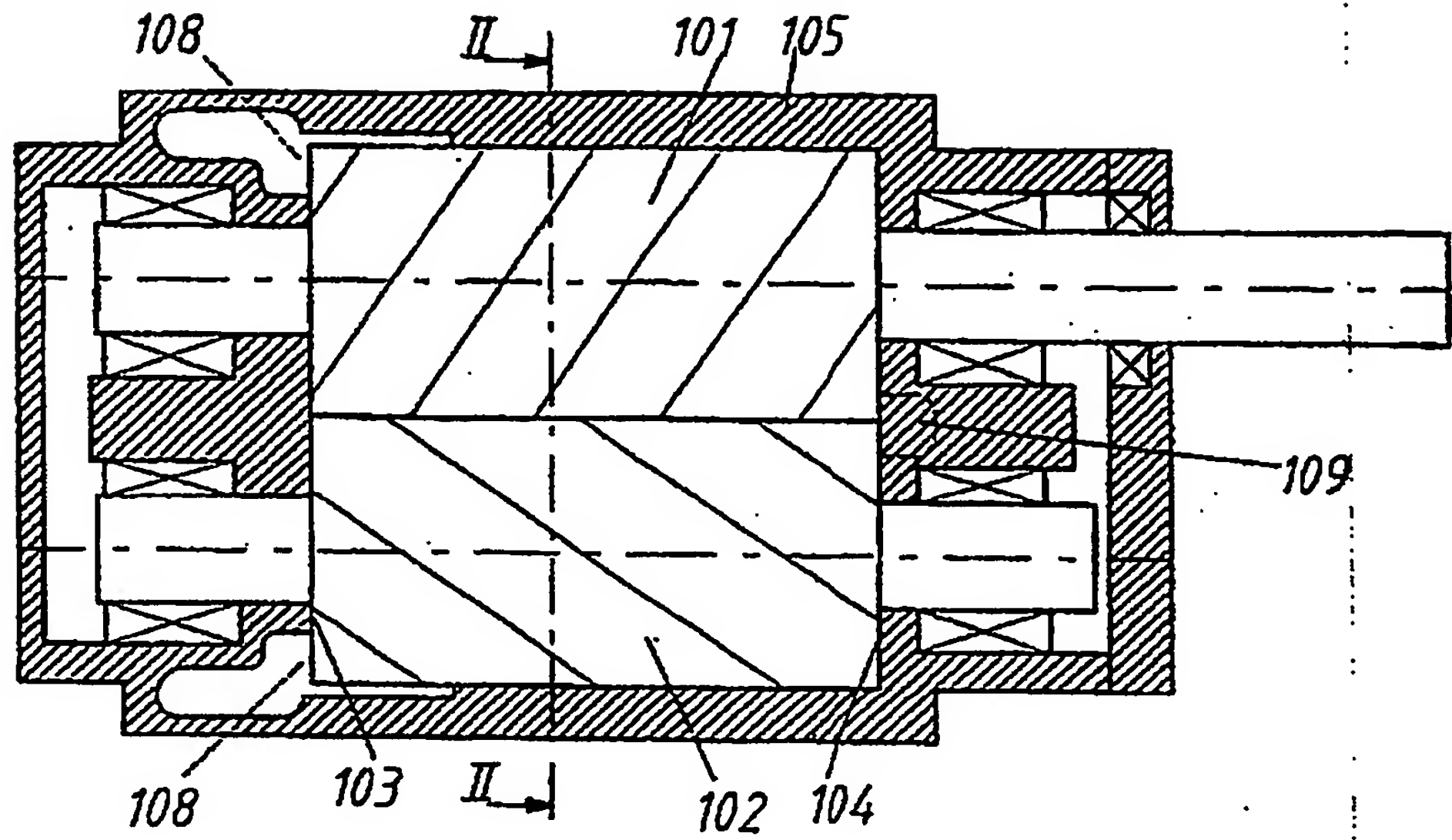


Fig. 1

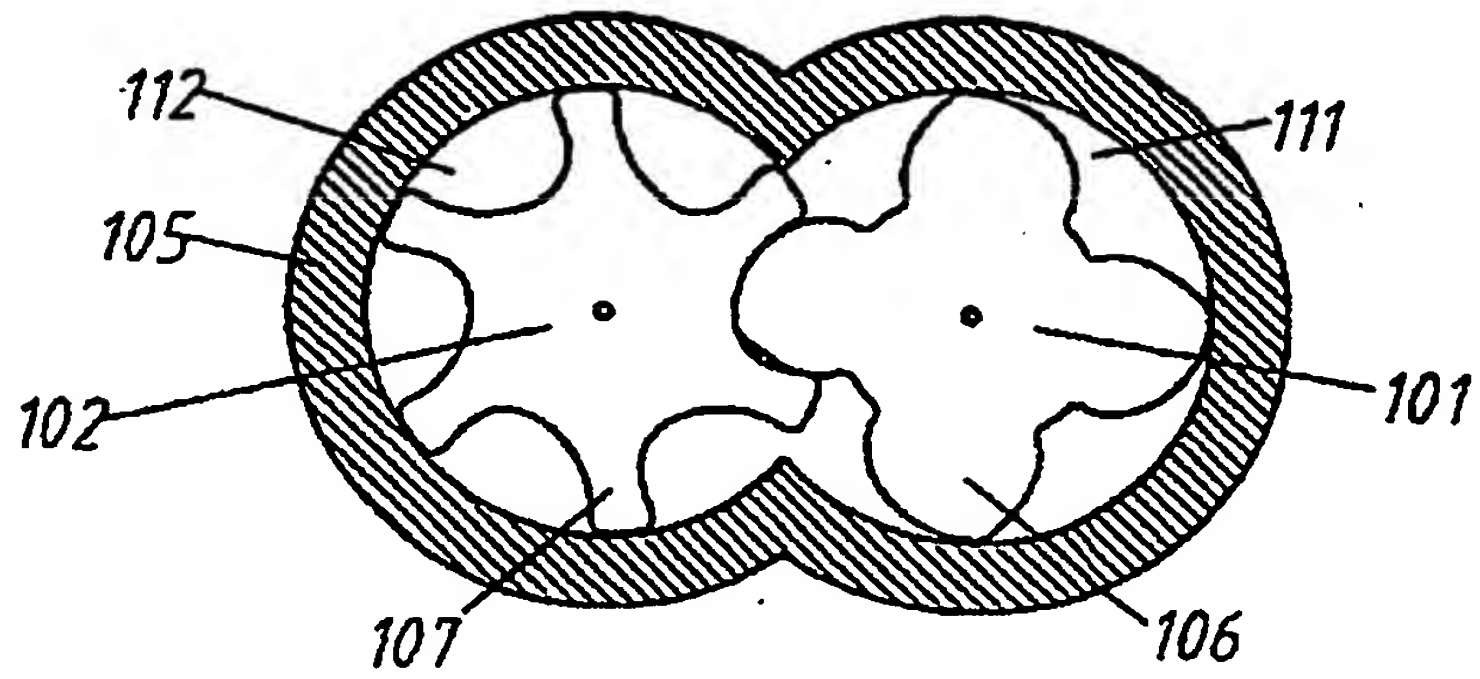


Fig. 2

Fig. 3

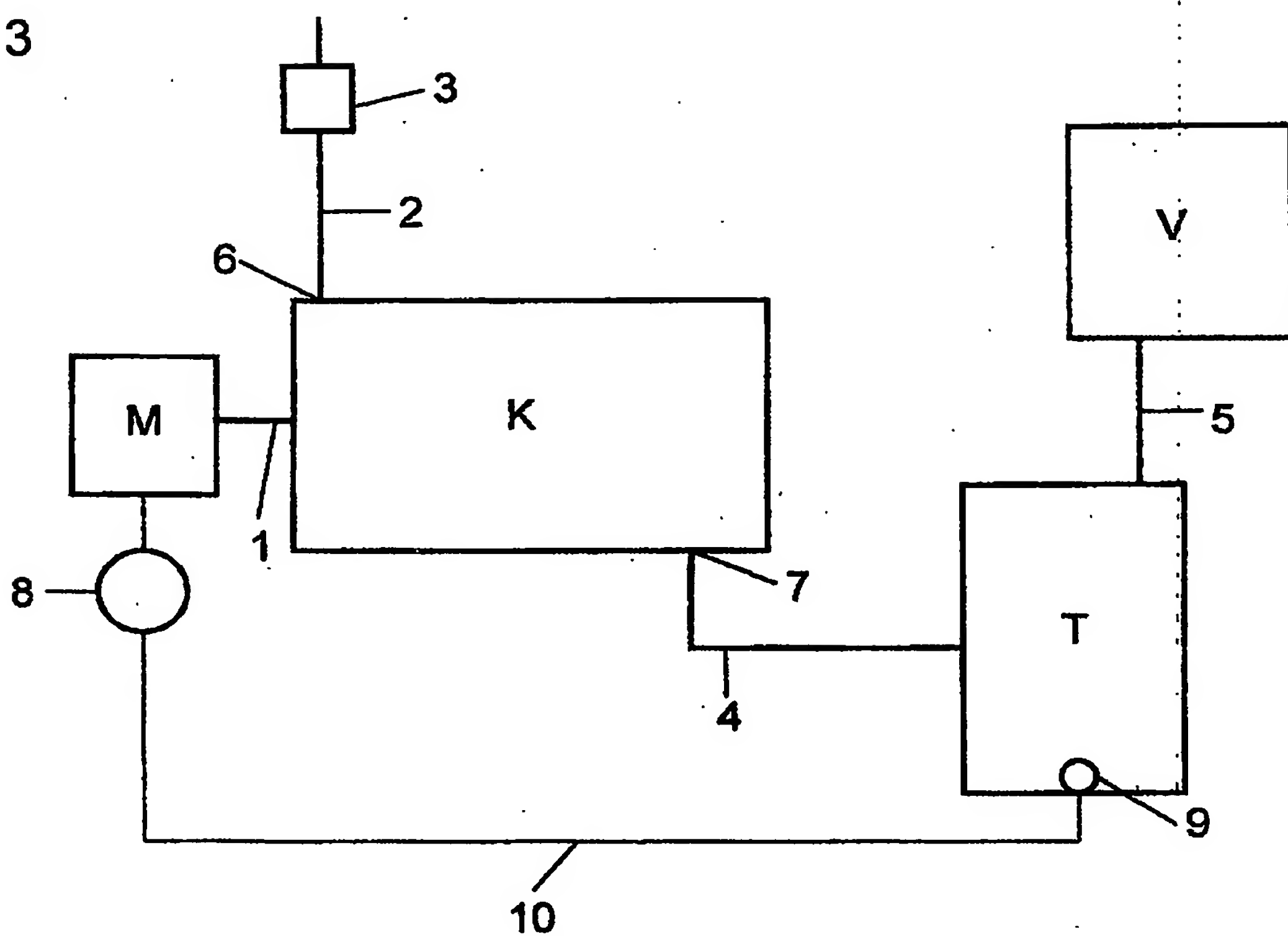


Fig. 5

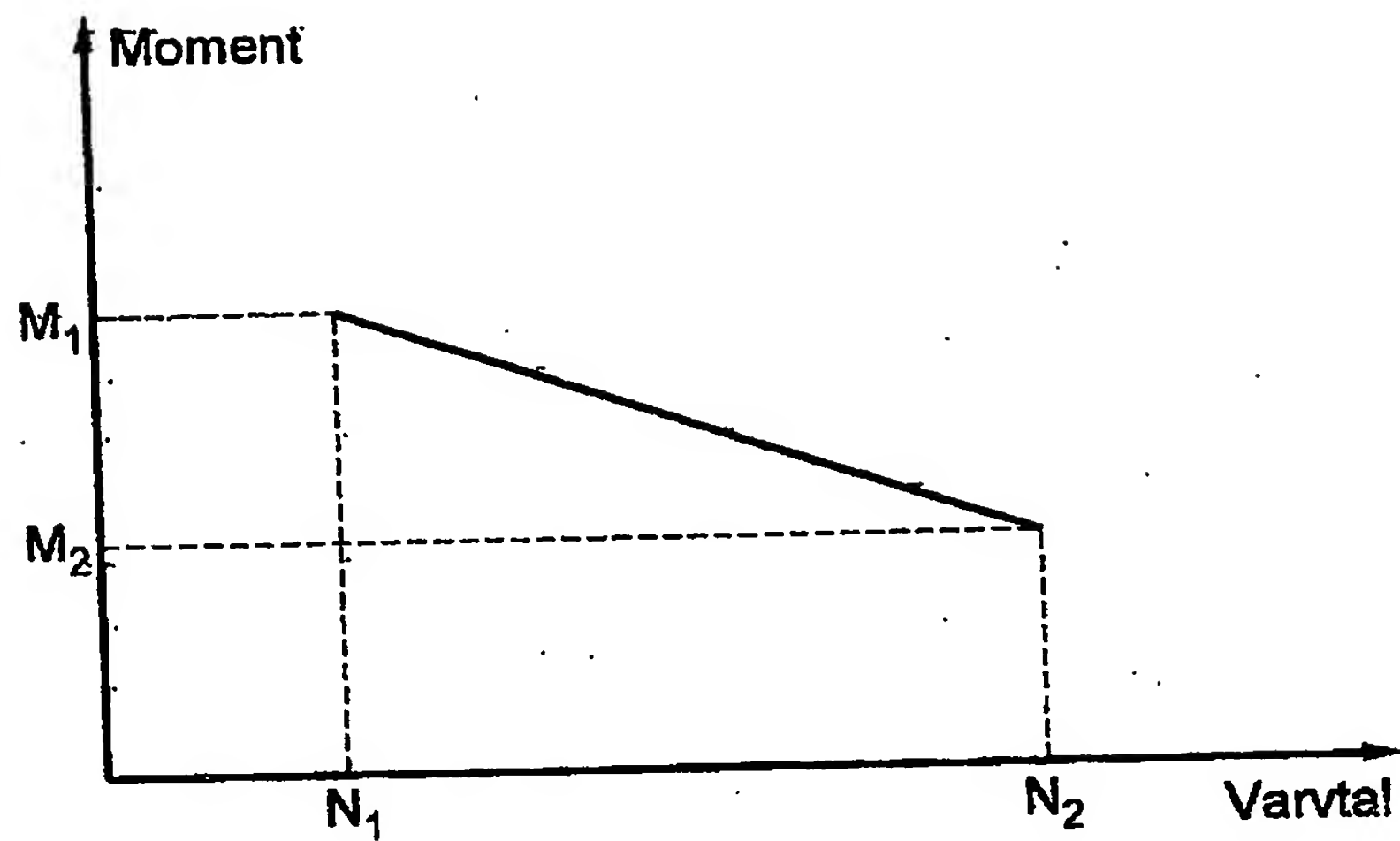
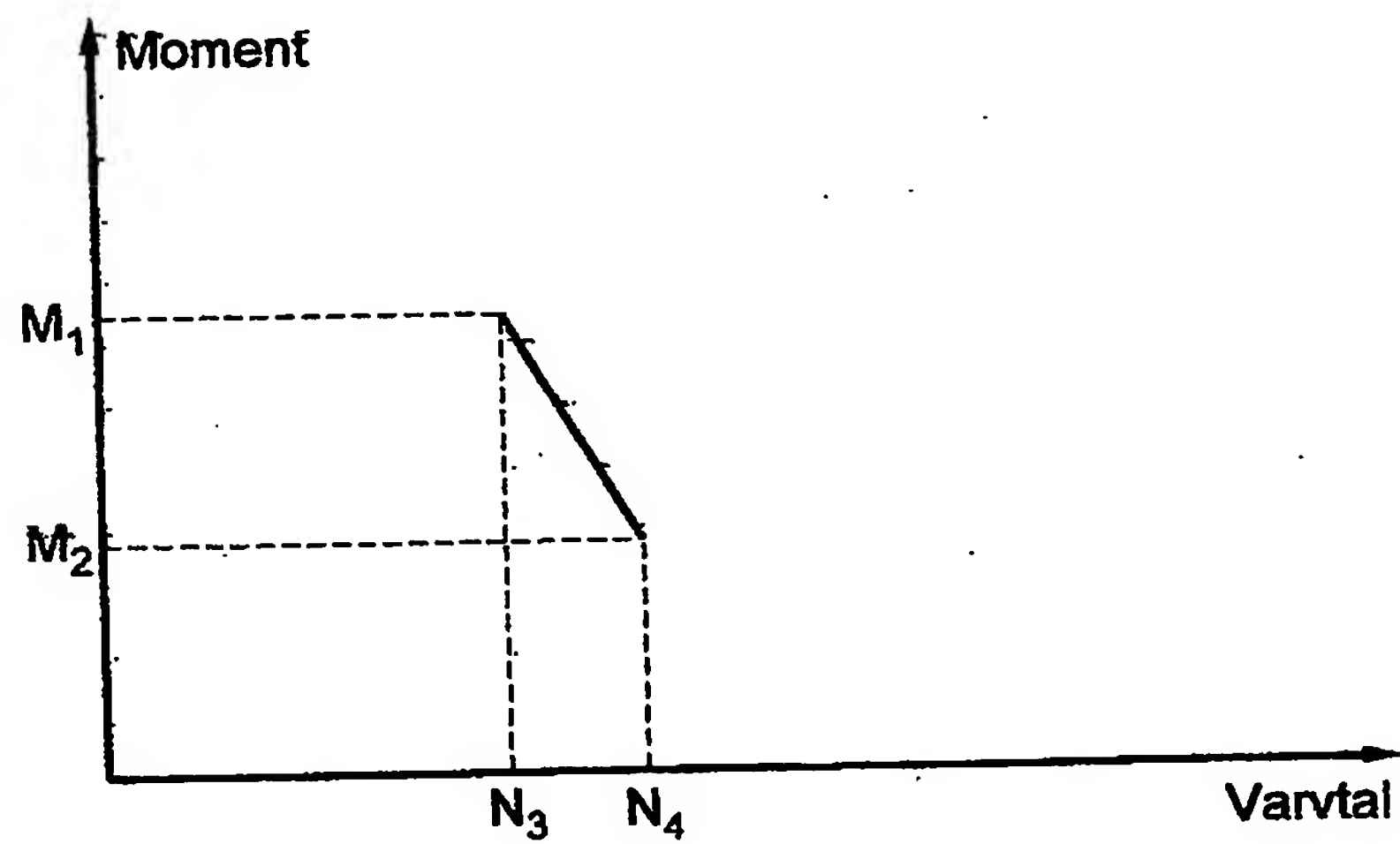


Fig. 4



PRUCC 17

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.